

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑬ 公開特許公報(A)

昭61-274166

⑫ Int. Cl.⁴
F 16 H 39/14

識別記号

庁内整理番号
8312-3J

⑭ 公開 昭和61年(1986)12月4日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全11頁)

⑮ 発明の名称 斜板式油圧装置

⑯ 特 願 昭60-147751

⑰ 出 願 昭60(1985)5月28日

⑱ 特 願 昭60-115046の分割

⑲ 発 明 者	林	勉	保谷市住吉町3-8-16
⑲ 発 明 者	齋 藤	充	小金井市中町1-8-6
⑲ 発 明 者	吉 田	圭 宏	東京都板橋区赤塚4-24-13
⑳ 出 願 人	本田技研工業株式会社 東京都港区南青山2丁目1番1号		
㉑ 代 理 人	弁理士 落 合 健		

明 細 書

1. 発明の名称

斜板式油圧装置

2. 特許請求の範囲

シリンダと；このシリンダに、その軸線方向に摺動自在に、且つその軸線を囲んで環状に配列された多数のプランジャと；これらプランジャの先端に対向して前記シリンダと相対回転可能に配設された斜板ホルダと；この斜板ホルダに回転自在に支承されて、前記各プランジャの先端に形成された球状端部と当接する斜板と；を備えた斜板式油圧装置において、前記斜板に、前記各プランジャの球状端部と係合する多数の球状凹部を設けたことを特徴とする、斜板式油圧装置。

3. 発明の詳細な説明

A. 発明の目的

(1) 産業上の利用分野

本発明は、油ポンプや油圧モータに適用される斜板式油圧装置、即ちシリンダと；このシリンダに、その軸線方向に摺動自在に、且つその軸線を囲んで環状に配列された多数のプランジャと；これらプランジャの先端に対向して前記シリンダと相対回転可能に配設された斜板ホルダと；この斜板ホルダに回転自在に支承されて、前記各プランジャの先端に形成された球状端部と当接する斜板と；を備え、シリンダ及び斜板の相対的回転によって油圧を発生するようにした斜板式油圧ポンプ、或いはプランジャを油圧で往復動させることによってシリンダ及び斜板を相対的に回転させるようにした斜板式油圧モータに関する。

(2) 従来の技術

従来、この種油圧装置では、各プランジャの球状端部を斜板の平坦な斜板に当接させている（特公昭41-3208号公報参照）。

(3) 発明が解決しようとする問題点

従来の上記装置においては、プランジヤと斜板との接触圧力が高く、その上、プランジヤ及び斜板がシリングの軸線周りに相対回転して摩耗を生じ易い欠点があり、またプランジヤ群の斜板に対する押圧力の分力により、斜板が大きなサイドスラストを受けるため、斜板ホルダに大きな負荷をかける欠点もある。

本発明は、そのような欠点を解消した斜板式油圧装置を提供することを目的とする。

B. 発明の構成

(1) 問題点を解決するための手段

上記目的を達成するために、本発明は、斜板に、前記各プランジヤの球状端部と係合する多数の球状凹部を設けたことを特徴とする。

(2) 作 用

上記構成によれば、斜板とプランジヤとの接触圧力が低下する。またシリングと斜板との相対回転時、斜板はプランジヤ群を介してシリングと同期回転するので、斜板とプランジヤ群との相対摺

動は起こらない。更に互いに係合する斜板の球状凹部と各球状端部との協働により、プランジヤ群から斜板に調心作用が与えられる。

(3) 実 施 例

以下、図面により本発明の一実施例について説明すると、第1図において、自動二輪車のエンジンの動力は、そのクランク軸1からチェン式1次減速装置2、静油圧式無段変速機T及びチェン式2次減速装置3を順次経て図示しない後車輪に伝達される。

無段変速機Tは定容量の斜板式油圧ポンプP及び可変容量の斜板式油圧モータMからなり、そしてクランク軸1を支承するクランクケース4をケーシングとして、それに收容される。

油圧ポンプPは、1次減速装置2の出力スプロケット2aを一体に備えたカップ状の入力部材5と、この入力部材5の内周壁にニードルベアリング6を介して相対回転自在に嵌合されるポンプシリング7と、このポンプシリング7にその回転中心を囲むように設けられた環状配列の複数且つ奇

数且つ奇数のシリング孔8、8…にそれぞれ摺合されるポンププランジヤ9、9…と、これらポンププランジヤ9、9…の外端に当接するポンプ斜板10とから構成される。

ポンプ斜板10は、カップ状入力部材5の端壁に一体に形成されてポンプシリング7の軸線に対し一定角度傾斜した斜板ホルダ5aにスラストローラベアリング11を介して回転自在に背面を支承され、入力部材5の回転時、ポンププランジヤ9、9…に往復動を与えて吸入及び吐出行程を繰返させることができる。

尚、ポンププランジヤ9のポンプ斜板10に対する追従性を良くするために、ポンププランジヤ9を伸長方向に付勢するばねをシリング孔8に縮設してもよい。

入力部材5は、その背面をスラストローラベアリング12を介して支持筒13に支承される。

一方、油圧モータMは、ポンプシリング7と同軸上でその左方に配置されるモータシリング17と、このモータシリング17にその回転中心を囲

むように設けられた環状配列の複数且つ奇数のシリング孔18、18…にそれぞれ摺合されるモータプランジヤ19、19…と、これらモータプランジヤ19、19…の外端に当接するモータ斜板20と、このモータ斜板20の背面及び外周面をスラストローラベアリング21を介して支承する斜板ホルダ22と、更にこの斜板ホルダ22を支持するカップ状の斜板アンカ23とから構成される。

モータ斜板20は、モータシリング17の軸線に対し直角となる直立位置と、或る角度で傾斜する傾斜位置の間を傾動し得るようになっており、その傾斜位置では、モータシリング17の回転に伴いモータプランジヤ19、19…に往復動を与えて膨張及び収縮行程を繰返させることができる。

尚、モータプランジヤ19のモータ斜板20に対する追従性を良くするために、モータプランジヤ19を伸長方向に付勢するばねをシリング孔18に縮設してもよい。

ポンプシリング7及びモータシリング17間に

は、ポンプシリンダ7側から順に第1及び第2弁盤14、15が介装され、これら四者7、14、15、17の中心部を出力軸25が貫通する。この出力軸25の外周に一体に形成されたフランジ25aにモータシリンダ17の外端を衝き当て、出力軸25に螺合するナット26でポンプシリンダ7の外端を緊締することにより、上記四者7、14、15、17は相互に重合結合されると共に出力軸25に固着される。

その際、第1A図に示すように、上記四者7、14、15、17の出力軸25との連結を確実にし、且つそれらの相互位置を規定するために、各シリンダ7、17と出力軸25との間にキー16、16が装着され、またポンプシリンダ7と第1弁盤14、モータシリンダ17と第2弁盤15の各間にロックピン24、24が嵌入される。

再び第1図において、前記出力軸25は入力部材5をも貫通すると共に該部材5をニードルベアリング27を介して回転自在に支承する。

出力軸25の右端部外周には前記支持筒13が

キー28を介して嵌装され、そしてナット30で固着される。上記支持筒13及びローラベアリング31を介して出力軸の右端部はクランクケース4に回転自在に支承される。

また、出力軸25は、モータ斜板20、斜板ホルダ22及び斜板アンカ23の中心部を貫通し、その左端部には、斜板アンカ23の背面をスラストローラベアリング32を介して支承する支持筒33がスプライン嵌合され、そして2次減速装置3の入力スプロケット3aと共にナット34で固着され、上記支持筒33及びローラベアリング35を介して出力軸25の左端部はクランクケース4に回転自在に支承される。

出力軸25には、ポンプ斜板10の内周面と相対的に全方向傾動可能に係合する半球状の調心体36が摺動自在にスプライン嵌合される。この調心体36は、複数枚の皿ばね38の力でポンプ斜板10をスラストローラベアリング11に対して押圧し、これによりポンプ斜板10に調心作用を常に与えている。

また出力軸25には、モータ斜板20の内周面と相対的に全方向傾動可能に係合する半球状の調心体37が摺動自在にスプライン嵌合される。この調心体37は、複数枚の皿ばね39の力でモータ斜板20をスラストローラベアリング21に対して押圧し、これによりモータ斜板20に調心作用を常に与えている。

ポンプ及びモータブランチ9、9…；19、19…の先端は球状端部9a、9a…；19a、19a…に形成され、これらは、ポンプ及びモータ斜板10、20に形成された環状配列の多数の球状凹部10a、10a…；20a、20a…に係合される。上記球状凹部10a、10a…；20a、20a…は、斜板10、20の如何なる回転位置においても、球状端部9a、9a…；19a、19a…との適正な係合状態が確保されるように、各球状凹部10a、20aの曲率半径は対応する球状端部9a、19aのそれより大きく設定される。

油圧ポンプP及び油圧モータM間には、次のよ

うにして油圧閉回路が形成される。

第2弁盤14には環状の低圧油路41、及びこれを圍繞する環状の高圧油路40が設けられ、その低圧油路41からポンプシリンダ7のシリンダ孔8、8…への一方に作動油の流れを許容する吸入弁43、43…、及びポンプシリンダ7のシリンダ孔8、8…から高圧油路40への一方に作動油の流れを許容する吐出弁42が第1弁盤14に設けられる。したがって、吸入弁43及び吐出弁42の数はそれぞれポンプブランチ9、9…の本数と同数である。

また、第2弁盤15には、高圧及び低圧油路40、41を交互にモータシリンダ17のシリンダ孔18、18…に連通制御する分配弁44、44…が設けられる。したがって、分配弁44の数は、モータブランチ9、9…の本数と同数である。

分配弁44、44…はスプール型であって、モータシリンダ17のシリンダ孔18、18…群と高、低圧油路40、41との間で第2弁盤15に

放射状に穿設された弁孔45、45…に摺合される。そして更に第2弁室15には各弁孔45と高圧及び低圧油路40、41との各間を連通する第1及び第2ポートa、b、並びに各弁孔45とそれに隣接するモータシリンダ17のシリンダ孔18との間を連通する第3ポートcが穿設される。而して、分配弁44は、弁孔45の半径方向外方位置を占めると、対応する第3ポートcを第1ポートaと連通すると共に第2ポートbと不通にして、対応するシリンダ孔19を高圧油路40に連通する。また、弁孔45の半径方向内方位置を占めると、対応する第3ポートcを第2ポートbと連通すると共に第1ポートaと不通にして、対応するシリンダ孔19を低圧油路41に連通する。

第1及び第3図に示すように、分配弁44、44…の内、外方位置への作動を制御すべく、分配弁44、44…群を囲んで偏心輪47が配設されると共に、各分配弁44の外端を偏心輪47の内周面に係合させるように、各分配弁44の内端面には、後述する第1給油孔72を通して補給ポン

プ67の吐出圧が運転中常に作用される。

偏心輪47は、クランクケース4に嵌着されるボールベアリング48の内輪から構成され、そして第3図に示すように、モータ斜板20の傾動軸線Oの方向にモータシリンダ17の中心から一定距離で偏心した位置に設置される。したがって、モータシリンダ17が回転すると、各分配弁44は、その弁孔45内で偏心輪47の偏心量eの2倍の距離をストロークとして前記外方位置及び内方位置間を往復動する。

前記斜板ホルダ22の両端には、モータ斜板20の傾動軸線O上に並ぶ一対のトラニオン軸80、80'が一端に穿設され、これらトラニオン軸80、80'は、ニードルベアリング81を介して前記斜板アンカ23に回転自在に支承される。換言すれば、これらトラニオン軸80、80'によって前記傾動軸線Oが規定される。

一方のトラニオン軸80の外端には作動レバー82が固設される。而して、作動レバー82をもってトラニオン軸80を回動すれば、それと一体

の斜板ホルダ22も回動し、モータ斜板20の回転中でも、これを自由に傾動させることができる。

前記斜板アンカ23は、モータシリンダ17の外周にニードルベアリング78を介して支承され、そして出力軸25周りに回動しないように、一対の位置決めピン49、49を介してクランクケース4に連結される。

上記構成において、1次減速装置2から油圧ポンプPの入力部材5が回転されると、ポンプ斜板10によりポンプブランジヤ9、9…に吸入及び吐出行程が交互に与えられる。すると、各ポンプブランジヤ9は吸入行程を行なうとき低圧油路41から作動油を吸入し、吐出行程を行なうとき高圧油路40へ高圧の作動油を給送する。

高圧油路40に送られた高圧の作動油は、膨張行程のモータブランジヤ19を収容するシリンダ孔18に外方位置の分配弁44を介して給送される一方、収縮行程のモータブランジヤ19を収容するシリンダ孔18内の作動油は内方位置の分配弁44を介して低圧油路41へ排出される。

この間に、ポンプシリンダ7が吐出行程のポンプブランジヤ9を介してポンプ斜板10から受ける反動トルクと、モータシリンダ17が膨張行程のモータブランジヤ19を介してモータ斜板20とから受ける反動トルクとの和によって、ポンプシリンダ7及びモータシリンダ17は回転され、その回転トルクは出力軸25から2次減速装置3へ伝達される。

この場合、入力部材5に対する出力軸25の変速比は次式によって与えられる。

$$\text{変速比} = 1 + \frac{\text{油圧モータMの容量}}{\text{油圧ポンプPの容量}}$$

したがって、油圧モータMの容量を零から取る値に変えれば、変速比を1から取る必要な値まで変えることができる。

ところで、油圧モータMの容量はモータブランジヤ19のストロークにより決定されるので、モータ斜板20の直立位置から或る傾斜位置まで傾動させることにより変速比を1から取る値まで無段階に制御することができる。

油圧ポンプP及び油圧モータMのこのような作動中、ポンプ斜板10はポンプブランジャ9、9…群から、またモータ斜板20はモータブランジャ19、19…群からそれぞれ反対方向のスラスト荷重を受けるが、ポンプ斜板10が受けるスラスト荷重はスラストローラベアリング11、入力部材5、スラストローラベアリング12、支持筒13及びナット30を介して出力軸25に支承され、またモータ斜板20が受けるスラスト荷重はスラストローラベアリング21、斜板ホルダ22、斜板アンカ23、スラストローラベアリング32、支持筒33、スプロケット3a及びナット34を介して同じく出力軸25に支承される。したがって、上記スラスト荷重は、出力軸25に引張応力を生じさせるだけで、該軸25を支持するクランクケース4には全く作用しない。

また、ポンプ及びモータ斜板10、20とポンプ及びモータブランジャ9、9…；19、19…群とは、球状凹部10a、10a…；20a、20a…と球状端部9a、9a…；19a、19a…との協働により、ブランジャ9、9…；19、19…群から斜板10、20に調心作用がそれぞれ与えられる。即ち、各球状端部9a、19aが球状凹部10a、20aの底面に加える押圧力の分力の大半は出力軸25を中心にしてシリンダ7、17の半径方向内方または外方へ向けられ、これら分力が調心力となって斜板10、20を正規の位置に保持しようとする。

…とで係合しているもので、それぞれの係合面積が比較的広いことから接触圧力が低い。またポンプ及びモータシリンダ7、17とポンプ及びモータ斜板10、20との相対回転時には、各斜板10、20は対応するブランジャ群を介してシリンダ7、17とそれぞれ同期回転するので、斜板10、20とブランジャ群との間に相対滑動は起こらない。更に球状凹部10a、10a…；20a、20a…と球状端部9a、9a…；19a、19a…との協働により、ブランジャ9、9…；19、19…群から斜板10、20に調心作用がそれぞれ与えられる。即ち、各球状端部9a、19aが球状凹部10a、20aの底面に加える押圧力の分力の大半は出力軸25を中心にしてシリンダ7、17の半径方向内方または外方へ向けられ、これら分力が調心力となって斜板10、20を正規の位置に保持しようとする。

再び第1図において、第2弁盤15には、更に、高低圧油路40、41間を適時遮断し得る1個または複数個のクラッチ弁50が設けられる。この

クラッチ弁50は、低圧油路41から高圧油路40を貫通して第2弁盤15の外周に開口する半径方向の弁孔51に摺合される。クラッチ弁50には、その内端面に開口する縦孔52と、この縦孔52と交差してクラッチ弁50の外周面に開口する横孔53とが穿設されており、クラッチ弁50が弁孔81の半径方向内方位置（クラッチオン位置）を占めるとき横孔53は弁孔51の内壁により閉じられ、また半径方向外方位置（クラッチオフ位置）を占めるとき横孔53は高圧油路40に開口するようになっている。

クラッチ弁50はクラッチオフ位置側に付勢されるように、その内端に低圧油路40の油圧を受け、その外端には、ポンプシリンダ7及び第1、第2弁盤14、15の外周に摺動自在に嵌装したクラッチ制御環54が係合される。

クラッチ制御環54は、クラッチ弁50のクラッチオン位置を規定する円筒状内周面54a、及びその内周面の一端に連なりクラッチ弁50のクラッチオフ位置を規定するテーパ面54bを有し、

そしてクラッチ弁50をクラッチオン位置に保持する側に、ばね55によって付勢される。このばね55は、クラッチ制御環54と、ポンプシリンダ7の外周に係止されたリテーナ56との間に締結される。

第2図に示すように、クラッチ制御環54は、シフトフォーク57、中間レバー58及びクラッチワイヤ59を介して図示しないクラッチレバーに連結される。シフトフォーク57は、基端部がクランクケース4に軸支60されると共に、中間部がクラッチ制御環54のフランジ部54c側面に係合され、そして先端部がプッシュロッド61を介して中間レバー58と連接される。

而して、クラッチワイヤ59を牽引することにより、シフトフォーク57を介してクラッチ制御環54をばね55の力に抗して第1図で右動させれば、クラッチ制御環54のテーパ面54bがクラッチ弁50に対向することからクラッチ弁50は低圧油路40の圧力により外方位置、即ちクラッチオフ位置へ動かされる。その結果、高圧油路

40はクラッチ弁50の縦孔52及び横孔53を介して低圧油路41に短絡するため、高圧油路40の圧力が低下し、油圧モータMへの圧油の給送を不能にし、油圧モータMを不作動状態にすることができる。

また、クラッチ制御環54をばね55の弾発力により左動してクラッチ弁50をクラッチオン位置へ作動すれば、クラッチ弁50の横孔53が弁孔51の内壁に閉鎖されるため、高圧及び低圧油路40、41間が遮断され、これら油路40、41を通して油圧ポンプP及び油圧モータM間で作動油の前述のような循環が行なわれ、油圧モータMを作動状態に復帰させることができる。この場合、クラッチ弁50のクラッチオン位置への作動は、クラッチ弁50の内端面に作用する低圧油路41の油圧に抗して行なわれるので、クラッチ制御環54を左動するばね55の弾発力を比較的弱く設定することができ、延いてはクラッチ制御環54の操作力の軽減を図ることができる。

クラッチ制御環54の上記右動位置と左動位置

供給される。

出力軸25には、また、油路63から分配弁44の弁孔45に向かって半径方向に延びる1または複数の第1給油孔72と、この第1給油孔72を弁孔45、45…群に連通する環状溝73とが設けられ、分配弁44が弁孔45の外方位置にくると、低圧油路41に連なる第2ポンプ6が対応する弁孔45を介して第1給油孔72と連通するようになっている。したがって、油圧ポンプP及び油圧モータM間の油圧閉回路から作動油が漏洩すれば、分配弁44が弁孔45の外方位置にきたとき、第1給油孔72から低圧油路41へ作動油が補給される。

出力軸25には、更に、油路63から半径方向に延びてカップ状入力部材5の内部に開口する第2給油孔74と、同油路63から同じく半径方向に延びてカップ状斜板アンカ23の内部に開口する第3給油孔75とが穿設され、これら給油孔74、75にはオリフィス76、77がそれぞれ設けられる。これらオリフィス76、77により、

との中間位置では、クラッチ弁50の横孔53の開度が適度に絞られ(第1B図参照)、その開度に応じて油圧ポンプP及び油圧モータM間での作動油の循環が行われるので、油圧モータMを半クラッチ状態とすることができる。この場合、クラッチ弁50の移動に伴い、横孔53の開度が漸増または漸減するので、半クラッチ状態が容易に得られ、スムーズな過度運転を行なうことができる。

再び、第1図及び第2図において、出力軸25には、その中心部に奥が行止まりとなった油路63が穿設され、この油路63の開放端には、クランクケース4の側壁に支持される給油管64が挿入される。この給油管64は、クランクケース4の側壁中に形成された油路63、同側壁に装着されたフィルタ66、補給ポンプ67及びストレーナ68を介してクランクケース4底部のオイルパン69内と連通され、補給ポンプ67は前記入力部材5から歯車70、71を介して駆動される。したがって、入力部材5の回転中常に補給ポンプ67によってオイルパン69内の油が油路63に

油路63に補給ポンプ67の吐出圧を保持して第1給油孔72から低圧油路41への作動油の補給を確実に行いつつ、油路63から入力部材5及び斜板アンカ23内部に通量の潤滑油を供給することができる。

入力部材5の内部に供給された油は、調心体36、ポンプ斜板10、ポンプブランジヤ9…、スラストローラベアリング11、ニードルベアリング6等を潤滑し、また斜板アンカ22の内部に供給された油は、調心体37、モータ斜板20、モータブランジヤ19…、スラストベアリング21等を潤滑する。この場合、カップ状入力部材5の解放端にはニードルベアリング6を介してポンプシリンダ7が嵌合しているので、入力部材5内には多量の潤滑油が保持される。一方、斜板アンカ23の解放端にはニードルベアリング78を介してモータシリンダ17が嵌合しているので、斜板アンカ23内にも多量の潤滑油が保持される。

また、ポンプブランジヤ9の摺動面及び入力部材5の内部の更なる潤滑のために、ポンプブラン

ジャ9にその内外を連通する細い油孔112が穿設され、モータブランジャ9の摺動面及び斜板アンカ23の内部の更なる潤滑のために、モータブランジャ19にその内外を連通する細い油孔113が穿設される。

第2図、第4図及び第5図において、前記モータ斜板20の傾動操作のために、前記トラニオン軸80の作動レバー82には変速制御装置83が接続される。

変速制御装置83は、クランクケース4に固着されたシリンダ84と、このシリンダ84に摺合されたピストン85とを備える。シリンダ84の側壁には窓86が、またピストン85の中央部にはそれを横方向に貫通して上記窓86に臨む連結孔87が穿設されており、前記トラニオン軸80の作動レバー82は、その窓86を通して連結孔87に係合され、トラニオン軸80の回転に応じてピストン85を摺動させ得るようになっている。

第4図において、作動レバー82、したがってピストン85の左動はモータ斜板20の直立状態

をもたらすものであり、そのピストン85とシリンダ84の左端壁との間に第1油室88が、またピストン85とシリンダ84の右端壁との間に第2油室89がそれぞれ形成され、第1油室88にはピストン85を第2油室89側へ付勢する戻しばね90が縮設される。

第1及び第2油室88、89は、途中に変速制御弁91を介装した油圧導管92を介して相互に連通され、これらの内部には作動油が充填される。

上記変速制御弁91は、車両の操縦装置の通所に設置されて油圧導管92の途中に介入する弁図93と、この弁図93内の油路94に直列に介装される第1及び第2逆止弁95、96とから構成される。これら第1及び第2逆止弁95、96は、順方向が相互に逆になるように配置されると共に、それぞれ弁ばね97、98により常に閉弁方向へ付勢されている。

第1及び第2逆止弁95、96には、これらを開弁方向に応動し得る第1及び第2開弁棒100、101がそれぞれ連接される。またこれら第1及

び第2開弁棒100、101は、弁図93に揺動自在に軸支103されるシーソ型の変速レバー102の左右両端部下面にそれぞれ連接される。

変速レバー102は、操縦者により、水平なホールド位置A、左方へ揺動した減速位置B及び右方へ揺動した増速位置Cに操作される。そのホールド位置Aでは両逆止弁95、96の開弁状態を保ち、減速位置Bでは第1開弁棒100を押下げて第1逆止弁95を強制開弁させ、増速位置Cでは第2開弁棒101を押下げて第2逆止弁96を強制開弁させることができる。

ところで、モータブランジャ19、19…の本数が奇数としてあるために、モータシリンダ17の回転中、モータブランジャ19、19…群がモータ斜板20に及ぼすスラスト荷重は、モータ斜板20の傾動軸線Oを境としてその一側と他側とで強弱が交互に変わり、モータ斜板20には振動的な傾動トルクが作用する。そして、この振動的な傾動トルクは、作動レバー82を介してピストン85に左右方向交互に押圧力として作用する。

そこで、変速レバー102を増速位置Cにシフトすれば、第2逆止弁96は開弁状態とされるので、第1逆止弁95によって、第1油室88から第2油室89への油の流れは許容されるが、それと逆方向の流れは阻止され、作動レバー82からピストン85に左向きの押圧力が作用するときだけ、第1油室88から第2油室89へ油が流れる。その結果、ピストン85は第1油室88側へ移動し、作動レバー82をモータ斜板20の起立方向へ回動させることになる。

次に変速レバー102を減速位置Bにシフトすれば、今度は第1逆止弁95が開弁状態とされるので、第2逆止弁96によって、第2油室89から第1油室88への油の流れは許容されるが、それと逆方向の流れは阻止され、作動レバー82からピストン85の右向きの押圧力が作用するときだけ、第2油室89から第1油室88へ油が流れる。その結果、ピストン85は第2油室89側へ移動し、作動レバー82をモータ斜板20の傾斜方向へ回動させる。

変速レバー102をホールド位置Aに戻せば、閉弁状態とされる逆止弁95、96が協働して弁函93内の油の流通を完全に阻止するので、ピストン85は移動不能になって、そのときの位置で作動レバー82を保持し、モータ斜板20を直立位置または傾斜位置に固定することができる。

また、変速機Tの停止状態において、変速レバー102を減速位置Bにシフトして第1逆止弁95を開弁すれば、第2油室89から第1油室88への油の流動が可能となるので、ピストン85は左動位置にあっても、戻しばね90の弾発力をもって右動限度まで移動し、作動レバー82をモータ斜板20の最大傾斜位置まで回動させることができる。

第5図に示すように、シリンダ84は出力軸25の軸線に対して直角またはそれに近い位置に配置される。このようにすると、作動レバー82がピストン85を押圧するとき、その反力がトラニオン軸80を介して斜板アンカ23に出力軸25の軸線方向へ作用することを回避することができ

る。

第4図において、シリンダ84の上部には、リザーブタンク109が装備され、このリザーブタンク109をシリンダ84内に連通するリリーフポート110及びサブライポート111がシリンダ84の上壁に穿設される。

ピストン85の左端部及び右端部の外周には、シリンダ84の内周面に密接する一方向シール機能を有する第1及び第2カップシール105、106が装着され、またシリンダ84の内周には、前記窓86の左右両側においてピストン85の中間部外周面に密接するリング107、108が装着される。

而して、リリーフポート110は、ピストン85が右動限に位置するとき、第1カップシール105の直前で第1油圧室88に開口し、サブライポート111は常に第2カップシール106とリング108との間でシリンダ84内面に開口するようにになっている。

したがって、ピストン85が右動限に位置する

とき、油温の上昇等により第1油室88に圧力上昇が生じると、その圧力はリリーフポート110からリザーブタンク109へ放出される。またピストン85の左動時には、第1カップシール105がリリーフポート110の開口部を通過したときから第1油室88がピストン85により加圧され、第1油室88から第2油室89への油の流れを可能にする。その際、第2油圧室89が所定圧力以下に減圧すれば、リザーブタンク109内と第2油室89間の圧力差により、リザーブタンク109内の油がサブライポート111からシリンダ84及びピストン85の摺動間隙を通り、第2カップシール106を第2油室89側へ搬ませつつ該室89へ補給される。

尚、リザーブタンク109内を高圧状態に保持しておけば、油圧導管92には油圧による予張力が与えられるので、ピストン25の作動に伴う油圧変化に対する油圧導管92の剛性が強化され、ピストン85の作動を安定させることができる。

C. 発明の効果

以上のように本発明によれば、斜板に、各プランジヤの球状端部と係合する多数の球状凹部を設けたので、斜板とプランジヤとの接触圧力を低下させると共に、斜板とプランジヤ群との相対回転を防止でき、斜板及びプランジヤの大幅な摩耗低減が期待できる。しかも斜板には調心作用が与えられるので、それを支承する斜板ホルダの負荷も軽減し、耐久性向上に大いに寄与することができる。

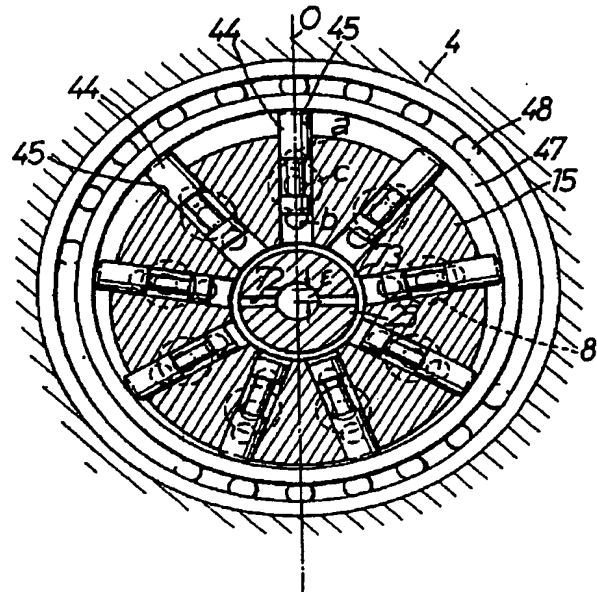
4. 図面の簡単な説明

図面は本発明の一実施例を示すもので、第1図は自動二輪車の動力伝達系に介装した静油圧式無段変速機の縦断面図、第1A図は第1図中のポンプシリンダ、モータシリンダ、第1、第2弁盤及び出力軸の組立体縦断面図、第1B図は第1図中のクラッチ弁の作動図、第2図は上記無段変速機の一部縦断背面図、第3図は第1図のⅢ-Ⅲ線断面図、第4図は第2図のⅣ-Ⅳ線断面図、第5図は無段変速機の平面図である。

T…無段変速機、P…油圧ポンプ、M…油圧モ

ータ、5…入力部材、5a…斜板ホルダ、7…ポンプシリンダ、8…シリンダ孔、9…ポンプブラ
ンジャ、9a…球状端部、10…ポンプ斜板、10a…球状凹部、17…モータシリンダ、18…
シリンダ孔、19…モータブランジャ、19a、
…球状端部、20…モータ斜板、20a…球状凹
部、22…斜板ホルダ、23…斜板アンカ、40
…高压油路、41…低圧油路、42…吐出弁、4
3…吸入弁、44…分配弁、47…偏心軸、50
…クラッチ弁、80…トラニオン軸、82…作動
レバー、83…変速制御装置

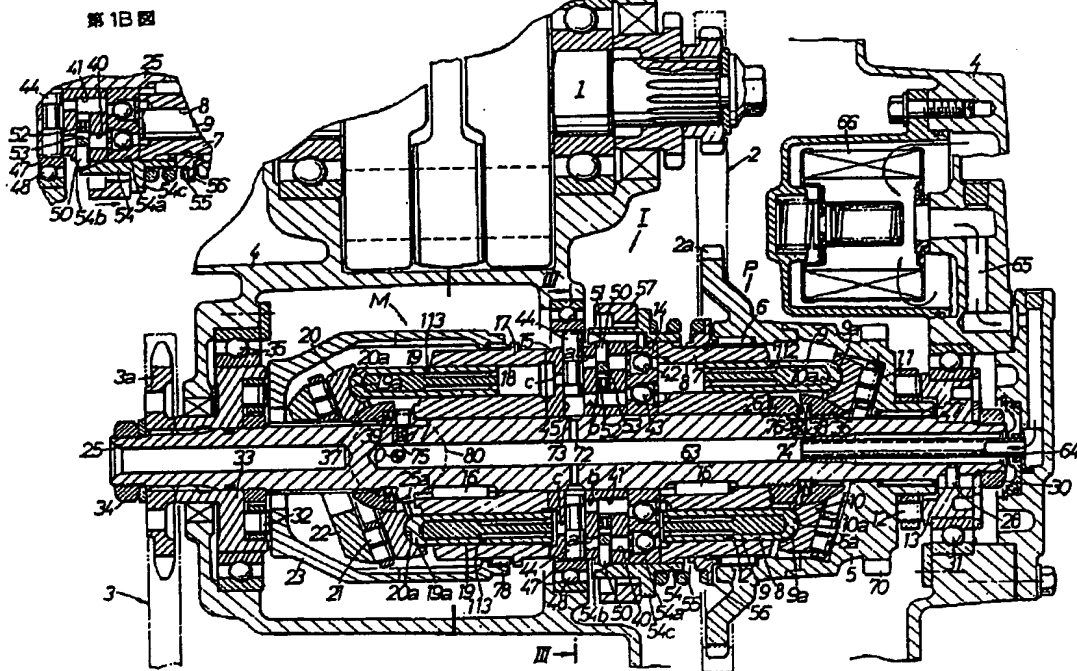
第3図



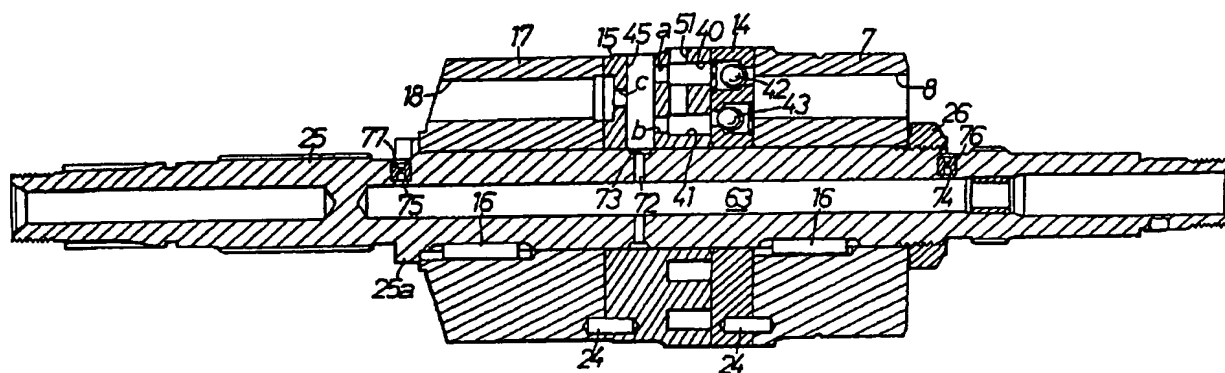
特許出願人 本田技研工業株式会社
代理人 弁理士 落合



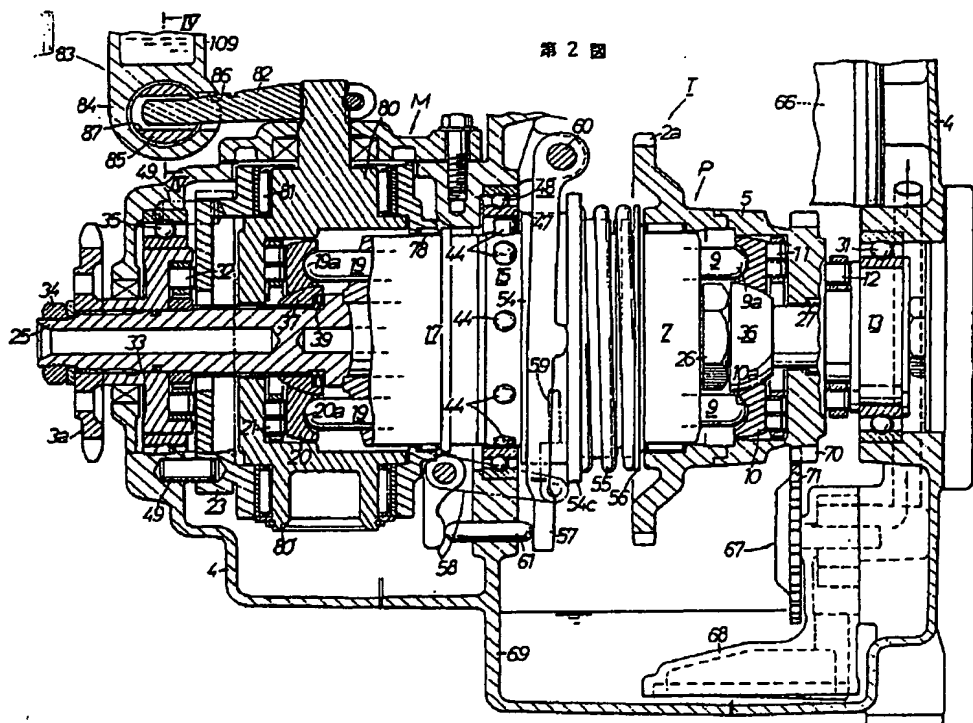
第1図



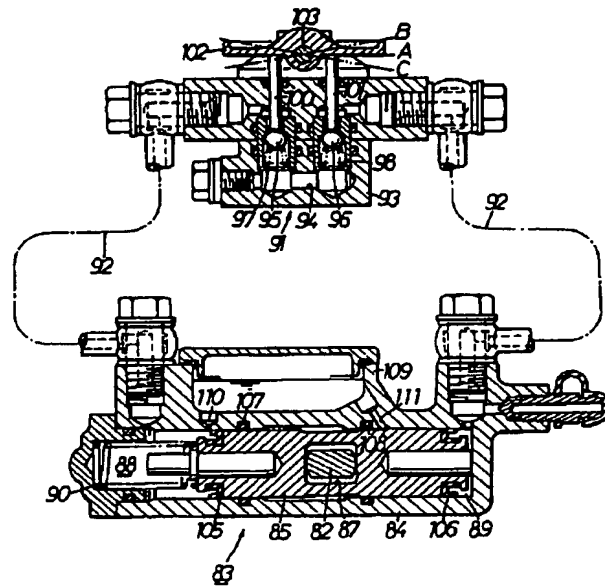
第1A图



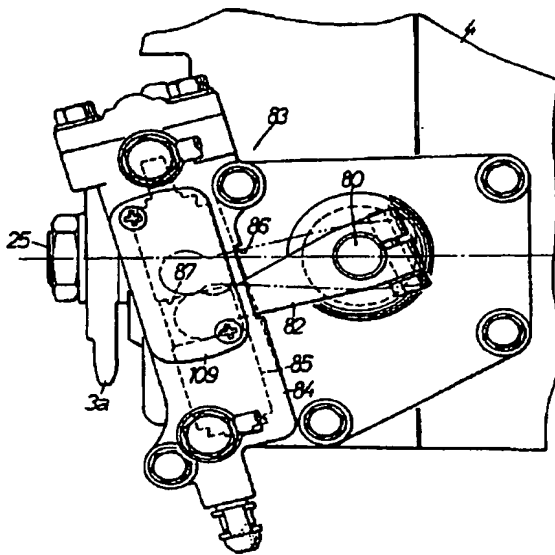
第 2 圖



第4圖



第5圖



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

☐ BLACK BORDERS

☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES

☐ FADED TEXT OR DRAWING

☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING

☐ SKEWED/SLANTED IMAGES

☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS

☐ GRAY SCALE DOCUMENTS

☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT

☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY

☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.